

# 배관 Shell Mode 진동 평가방법에 대한 연구 A Study on Evaluation Method for Piping Shell Mode Vibration

전창빈†·박수일\*·전형식\*\*

Chang-Bin Chun, Soo-Il Park and Hyong-Sik Chun

**Key Words** : Shell Mode Vibration, Flow Induced Piping Vibration

## ABSTRACT

In a large diameter piping system, high frequency energy can produce excessive noise, high vibration, and failures of thermo-well, instrumentation, and attached small-bore piping. High frequency energy is generated by flow induced vibration like vortex shedding in orifices and valves. Once this energy is generated, amplification may occur from acoustical and/or structural resonances, resulting in high amplitude vibration and noise. At low frequencies, pipe vibration occurs laterally along the pipe's length, but at higher frequencies, the pipe shell wall vibrates radially across its cross-section. The simple beam analogy which is based on the beam mode vibration can not be applied to evaluate shell mode vibration. ASME OM3 recommends that the stress be measured directly by strain gauge and be evaluated according to the fatigue curves of the piping material. This paper discusses the excitation and amplification mechanism relevant to high frequency energy generation in piping system, the monitoring method of the shell mode vibration in ASME OM3, the evaluation method generally used in the industry. Finally this paper presents the stress evaluation of the cavitating venturi down stream piping, where high frequency shell mode vibrations were observed during the operation.

## 1. 서론

배관계에 발생하는 진동은 주로 배관 내부의 유체유동이 그 원인이다. 일반적인 유체여기진동(Flow Induced Piping Vibration)은 배관에 Beam Mode 형태의 진동을 발생시키며 ASME OM3의 단순보 해석방법을 이용하여 평가한다. 그러나 고주파 압력맥동 때문에 발생하는 Shell mode 진동은 단순보 해석방법에 의한 평가가 불가능하므로 스트레인 게이지를 배관벽에 부착하여 응력을 측정하고, 측정된 진동에 의한 피로응력을 배관의 피로한계와 비교하여 직접 평가한다.

본 논문에서는 Shell Mode 진동의 발생원인, 평가방법, 시정조치 방법, 실제 문제에 대한 적용사례 등을 소개하였다.

## 2. Shell Mode 진동 특성

### 2.1 배관계의 응답 특성

배관계에서 나타나는 진동의 응답 특성은 크게 Beam Mode 진동과 Shell Mode 진동으로 나눌 수 있다. Beam Mode 진동은 30 Hz 범위 내의 단순보

형태의 배관진동으로 운전 중인 배관계에서 많이 볼 수 있는 진동형태이다. Shell Mode 진동은 배관벽을 따라 발생하는 매우 작은 크기(1~2mils, 또는 그 이하)의 고주파진동으로 벽두께가 얇은 대구경 배관에서 많이 볼 수 있다.

### 2.2 Shell Mode 진동

Shell Mode 진동은 와류에 의한 고주파 압력맥동이 원인이 되어 발생하며, 큰 가속도 값을 갖는 2 mils 이하의 고주파 진동이 발생한다. 고주파 진동을 일으키는 예로는 분기관, 오리피스 등에서 발생하는 와류와 조절밸브의 교축에 의해 높은 진동수의 압력맥동이 발생하는 것을 들 수 있다. 이러한 문제는 대체로 고주파에서 발생하지만, 직경이 크고 배관의 두께가 얇은 배관에서는 상대적으로 낮은 주파수에서도 문제를 일으킬 수 있다.

고주파 진동을 발생시키는 원인은 배관내 유체와 관련이 있으며 유체의 가진력(압력맥동)은 배관계에 음향적 공진 또는 구조적 공진을 일으켜 크게 증폭된다. 증폭된 에너지는 배관계에 고주파 진동(500Hz 이상의 진동)과 과도한 소음을 발생시키며, 배관에 부착된 Thermowell, 계기, 소구경 배관 등을 손상시킨다. Shell Mode 진동은 배관벽에 굴곡을 일으키고, 심하면 전단 러그와 배기관, 배수관, 압력계기 뿔과 같은 분기관 등에 균열을 일으킨다.

Fig. 1 과 같이 Shell Mode 진동은 배관벽이 원주 방향 또는 축 방향으로 가진되어 배관이 음향적으로 공진하는 현상이다. 배관에는 진동할 수 있는

† 전창빈; 한국전력기술  
E-mail : changbin@kopec.co.kr  
Tel : (031) 289-3678

\* 한국전력기술

\*\* UVCon Engineering

잠재적인 Shell Mode 가 많이 있으므로 가진 주파수가 높을 때는 이들 중의 한 모드와 공진하기 쉽다.

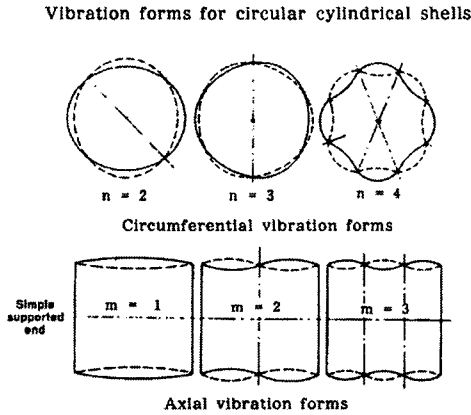


Fig. 1 Shell Mode 진동

Table 1 은 배관 Size 별 최저 Shell Mode 진동수의 예이다. 배관의 크기가 작을수록 배관 Shell 의 강성이 커지므로 Shell Mode 진동수는 큰 값을 갖게 된다. 즉, 배관의 크기가 크고 벽 두께가 얇을수록 낮은 Shell Mode 주파수를 가지므로 배관계가 공진을 일으킬 가능성이 높아진다.

Table 1 배관 Size 별 최저 Shell Mode 진동수

| 배관 크기 | 벽 두께     | 최저 Shell Mode 진동수 |
|-------|----------|-------------------|
| 4 in  | 0.237 in | 1,960 Hz          |
| 6 in  | 0.280 in | 1,050 Hz          |
| 10 in | 0.365 in | 510 Hz            |
| 14 in | 0.438 in | 360 Hz            |
| 18 in | 0.562 in | 280 Hz            |
| 24 in | 0.688 in | 190 Hz            |
| 34 in | 0.500 in | 70 Hz             |

2.3 와류 발생(Vortex Shedding)

Fig.2와 같이 와류는 안전밸브 입구, 오리피스, 분기관과 같은 불연속부에서 많이 발생한다. 유체가 저속으로 흐를 때는 불연속부 둘레에 전단층(Shear Layer)이 생기지 않고 부드럽게 흘러 지나가지만, 유속이 빨라지면 불연속부 바로 뒤쪽에서 경계층(Boundary Layer)이 분리되고 전단층이 형성된다. 형성된 전단층은 와류를 따라 안으로 말리고 이로 인해 배관 내부에 압력맥동이 발생한다. 와류에 의한 압력맥동은 매우

복잡하지만, Strouhal Number를 이용하면 불연속부에서 발생하는 와류 주파수를 식(1)과 같이 쉽게 구할 수 있다.

$$f = S \frac{V_f}{D} \dots\dots\dots (1)$$

f = Vortex Shedding Frequency, Hz  
 V<sub>f</sub> = Flow Velocity, ft/s  
 S = Strouhal Number: 0.2-0.5 의 무차원 수  
 D = 저항체의 Characteristic Dimension(분기관 의 내경), ft

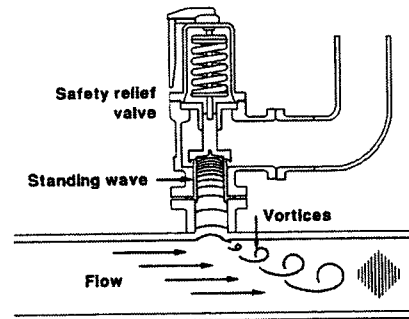


Fig. 2 안전밸브에서 발생하는 와류

2.4 배관벽(Shell Wall)의 고유진동수

Blevins 의 'Formulas for Natural Frequency and Mode Shape'에 따르면, Shell Mode 진동에 대한 고유진동수와 응력 이론 중 Flugge and Sanders 의 Shell 이론이 가장 정확한 것으로 평가하고 있다. 이 이론은 Shell 의 거동을 8 차 미분방정식 형태로 표현하여 매우 정확하지만 이를 실제 문제에 적용하는 데는 계산 방법이 너무 복잡하다는 문제가 있다. Blevins 는 Shell Mode 진동의 고유진동수에 대해 식(2), 식(3)과 같은 단순한 형태의 계산 방법을 제시하고 있다.

$$f_i = \frac{\lambda_i}{2\pi R} \left[ \frac{E}{\gamma(1-\nu^2)} \right]^{1/2} \dots\dots\dots (2)$$

f<sub>i</sub> = Shell Wall Natural Frequency, Hz  
 R = Mean Radius of Pipe Wall, inch  
 ν = Poisson Ratio  
 γ = Mass Density of Pipe Material, lb-sec<sup>2</sup>/in<sup>4</sup>

$$\lambda_i = \frac{1}{12^{1/2}} \frac{h}{R} \frac{i(i^2 - 1)}{(1 + i^2)^{1/2}} ; i = 2, 3, 4, \dots\dots (3)$$

$\lambda_i$  = Frequency Factor  
 $h$  = Pipe Wall Thickness, inch  
 $i$  = Mode Number, 1, 2 ...

이 식은 프와송 비가 0.3 인 강관에 대해서 식 (4)와 같이 단순한 형태로 표현할 수 있다.

$$f_i = \frac{\lambda_i}{R} [33749] \dots\dots\dots (4)$$

$\lambda$ (Frequency Factor)는  $h$ (배관 두께)와  $R$ (배관의 평균 반지름)의 함수로 정의할 수 있으며, 위 식에서 볼 수 있듯이 Shell Mode 진동의 고유진동수는 배관 두께에 비례하여 증가하고 배관 평균 반지름의 제곱에 반비례하여 감소한다.

### 3. 평가 방법

#### 3.1 ASME OM3 의 Shell Mode 진동 평가 방법

ASME OM3 에서 제시하고 있는 진동변위에 의한 평가방법은 배관의 Beam Mode 거동을 가정하여 만들어진 평가식이므로 진동형태가 다른 Shell Mode 진동에는 적용할 수 없다.

OM3 에서는 Shell Mode 진동에 대해서 스트레인 게이지를 이용하여 응력을 직접 측정하고, 배관의 피로한계를 이용하여 평가할 것을 요구하고 있다. 다음은 Shell Mode 진동에 대한 OM3 요건이다.

- VMG(Vibration Monitoring Group)1 에 의해 모니터링하고, 재료의 피로응력에 대한 허용기준(배관진동에 대한 평가기준, ASME Sec.III, Appendix I-9 의 설계피로곡선)을 적용하여 평가
- 휴대용 측정장비가 아닌 복잡한 모니터링 장비와 배관계의 진동응력을 정확히 결정할 수 있는 데이터 취득 장비가 필요
- Lateral Beam Mode 진동과 달리 단순보 방법으로 적절히 평가할 수 없으므로 스트레인 게이지를 사용하여 응력을 직접 측정하여 평가
- 최대 응력이 발생할 것으로 예측되는 지점(엘보, 분기관 등의 응력이 집중되는 용접부) 근처에 충분한 수의 스트레인 게이지를 직접 부착

#### 3.2 진동응력

Shell Mode 진동은 진동형태가 단순보 형태와 다르므로 OM3 의 단순보 이론에 의한 변위평가식을 적용할 수 없고, Shell Mode 진동에 의해 배관

벽에 발생하는 변형을 직접 측정하여 진동응력을 구하고 이를 배관의 허용한계와 비교하여 평가한다. Shell Mode 진동은 Fig. 1 과 같이 배관벽의 원주방향 또는 길이방향 진동 형태로 발생하며, 배관벽에 발생하는 길이방향 응력과 원주방향 응력은 식(5), 식(6)의 응력-변형을 관계로부터 구한다.

Longitudinal Stress(psi);

$$S_x = \frac{E}{1-\nu^2} (\epsilon_x + \nu\epsilon_\theta) \dots\dots\dots (5)$$

Circumferential Stress(psi);

$$S_\theta = \frac{E}{1-\nu^2} (\epsilon_\theta + \nu\epsilon_x) \dots\dots\dots (6)$$

#### 3.3 속도에 의한 진동 평가

식(7)은 Mikasinovic 가 제시한 Dynamic Strain 을 이용한 허용속도식으로 배관벽에서 측정한 진동속도를 평가하는 식이다. 이 식은 공진을 일으키는 배관에서 Peak 진동이 배관벽에 전체적으로 같은 크기로 발생한다고 가정했을 때 적용할 수 있다.

$$V = \frac{C\epsilon}{2\pi} \dots\dots\dots (7)$$

$V$  = Vibration Velocity, in/sec, zero to peak  
 $C$  = Velocity of Sound in Metal(202,284 in/sec for steel)  
 $\epsilon$  = Dynamic Strain, in/in

이 식은 배관 형상 및 재질 특성이 고려되지 않아 신뢰성이 떨어진다고도 볼 수 있지만 다양한 크기의 배관에서 실험한 결과, 만족스러운 것으로 보고되었으며, 이 공식은 재료의 피로한계를 적용하여 평가한다. 예를 들어 용접부의 열 영향부(Heat Affected Zone)를 고려하면 응력집중계수(Stress Concentration Factor)는 5 가 되며, 허용응력은 7,690 / 5 = 1,538 psi(0-peak)가 된다. 속도-동적변형률의 관계로부터 허용속도를 계산할 수 있으며 허용속도와 비교를 통하여 배관계의 진동수준을 평가할 수 있다.

- Heat Affected Zone  
 Maximum Stress Concentration Factor = 5  
 Allowable Velocity(Va) = 1.7in/s (0-Pk)
- Butt Weld  
 Maximum Stress Concentration Factor = 2  
 Allowable Velocity(Va) = 4.1in/s (0-Pk)

또한, 이 식은 측정된 진동에 대해 명확한 해를

제시하는 것은 아니지만, 측정된 진동의 크기가 재료의 허용응력 범위 내에 있는 지를 확인하기 위한 Screening Criteria 로 사용이 가능하다.

### 3.4 SPL 과 변형을 관계

배관벽의 진동 속도는 SPL(Sound Pressure Level, C Weighting)과 관련이 있으며, 배관에 부착된 스트레인 게이지를 이용한 실험을 통해 주파수 범위가 넓은 고주파 진동의 Dynamic Strain 이 SPL(배관 벽으로부터 약 1inch 떨어진 위치에서 측정)과 비례함을 보여준다. SPL 과의 상관관계는 진동의 심각성을 직관적으로 파악하기 위한 Screening Criteria 로 활용할 수 있다. 즉, 다음의 간단한 기준으로부터 고주파 진동의 심각성을 알 수 있다.

- 130 dB 은 약 100 microstrain 과 등가
- 136 dB 은 약 200 microstrain 과 등가

현장 경험상 허용 변형을 수준을 다음과 같이 정의할 수 있다.

- $\epsilon < 100$  microstrain, Safe
- $100 \text{ microstrain} < \epsilon < 200 \text{ microstrain}$ , Marginal
- $200 \text{ microstrain} < \epsilon$ , Excessive

이와 같은 변형을 한계는 응력이 가장 크게 작용하는 곳(Heat Affected Zone)에서 측정된 값을 기준으로 작성되었으며, 이 변형을 허용기준은 허용응력 3,000 psi(peak-peak)와 등가인 값이다.

## 4. 시정조치 방법

Shell Mode 진동은 배관벽에서 발생하는 진동이므로 배관지지대를 설치하여 진동을 구속할 수 없다. 따라서 고주파진동의 에너지를 줄이기 위해서는 진동 에너지를 줄이거나, 근본원인을 제거하는 것이 효과적이며, 생성된 진동에너지가 증폭되는 과정을 차단하는 것도 좋은 방법이다. 감쇠를 위해 댐퍼를 사용하거나 배관 내에 음향 에너지 흡수를 위해 흡음재를 사용하기도 한다.

### • 와류에너지 감소

먼저 와류에너지를 발생시키는 배관 내 불연속 요소를 확인하고 와류 주파수 계산 공식에서 와류를 발생시키는 불연속 요소의 크기를 개략적으로 계산한다. 이것을 통해 불연속 요소의 크기가 공진을 일으키는 와류 발생 주파수와 관련

이 있는 지 확인할 수 있다.

와류 발생을 줄이기 위해서 불연속 요소의 크기를 줄이거나 불연속부의 형상을 수정하여 시정조치 한다. 유속을 줄이는 것도 와류에너지를 줄이는 방법이다.

### • 기기의 압력맥동 감소

기기 제작자가 고려할 사항으로 기기 내부의 형상을 변경하여 기기로부터 발생하는 압력맥동을 줄인다.

### • Shell Mode 주파수 변경

Shell Mode 에 의한 공진을 피하기 위해서 배관벽의 두께를 변경하여 Shell Mode 주파수를 변경하는 방법이다. 이 방법은 배관 교체를 위해 장시간 발전소를 정지시켜야 하므로 건설이 완료된 가동 중인 발전소에는 적용하기 어려운 시정조치 방법이다.

다른 방법으로 배관 내부에 보강 부재를 덧붙이는 방법과 배관 내에 Tube Bundle 을 사용하는 방법이 있다. 배관 내부에 흡음재를 부착하는 방법은 고온의 유체가 흐르는 배관에는 적용하기 어렵다.

### • 댐퍼에 의한 감쇠

배관 두께 변경이 어려운 경우에 적용하는 방법으로 배관과 지지구조물 외벽에 댐퍼(Visco-Elastic 재료)를 설치하고 Con-straining Layer 를 Clamp 등으로 고정하여 댐퍼를 배관벽에 밀착시킨다.

### • 음향 차단 피복(Acoustic Lagging)

진동이 문제가 되지 않는 경우 과도한 소음을 차단하기 위해 사용하며, 소음 특성에 적합한 흡음재를 선택하는 것이 매우 중요하다.

## 5. Shell Mode 진동 평가방법의 적용

원자력 발전소의 보조급수계통에 설치된 Cavitating Venturi 후단 배관계에서 고주파 진동이 발생하여 고주파 진동에 의한 피로응력을 평가하였다. 진동에 의한 응력을 측정하기 위해 최대 응력이 예상되는 지점에 스트레인 게이지를 부착하였다. Fig.3 은 Cavitating Venturi 후단 배관에 스트레인 게이지를 부착한 그림이다.

진동 데이터를 분석한 결과 저주파 진동과 함께 2000 Hz ~ 5000 Hz 범위의 고주파 진동이 함께

나타났다. 배관벽의 Shell Mode 진동수를 구하기 위해 식(2)를 이용하여 고유진동수를 계산한 결과, 2차 Mode의 고유진동수가 3,198 Hz로 측정된 고주파진동수 범위에 있음을 확인하였다. Cavitating Venturi에 의한 고주파 압력맥동이 배관벽에 전달되어 Shell Mode 진동이 발생한 것으로 고진동의 원인을 분석하였다.

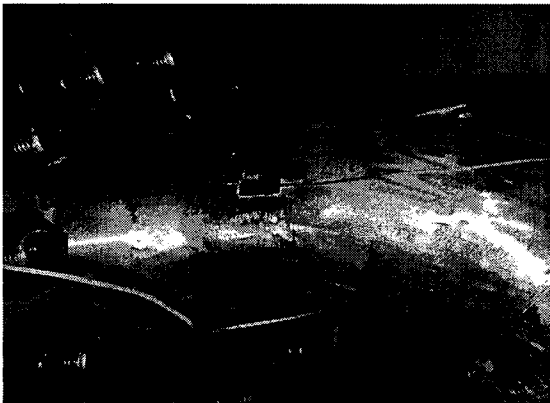


Fig. 3 스트레인 게이지를 이용한 변형율 측정

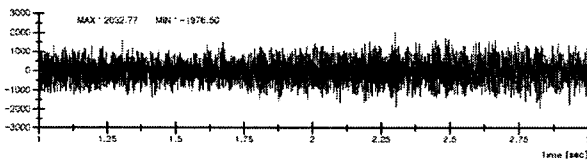


Fig. 4 길이방향 변형율 성분 ( $E\epsilon_x = 2,033 \text{ psi}$ )

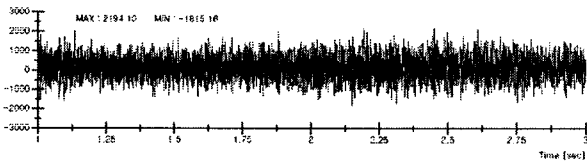


Fig. 5 원주방향 변형율 성분 ( $E\epsilon_\theta = 2,194 \text{ psi}$ )

Fig.4 와 Fig.5 는 스트레인 게이지에서 측정된 응력으로 원주방향 응력 성분이 2,194psi(0-Pk)이고 길이방향 응력 성분이 2,033psi(0-Pk)이다. 측정된 응력을 식(5)와 식(6)에 대입하여 Longitudinal Stress 와 Circumferential Stress 를 구하면 다음과 같다.

- Longitudinal Stress; 2,957 psi
- Circumferential Stress; 3,081 psi

절정응력지수(Peak Stress Index)  $C_2K_2$  를 적용하여 보수적으로 계산한 결과 용접부에 집중된 응력은 12,940psi이며, 이 값은 배관의 설계피로한계(13,600psi)보다 작다. 즉, Shell Mode

진동으로 인한 진동피로응력이 재료의 피로한도 내에 있음을 확인하였다.

## 6. 결론

배관계가 경험하는 진동응답 중 Shell Mode 진동은 아직 평가방법이 정형화 되어있지 않아 발전소 배관계의 고주파 진동 평가에 어려움이 있었다. 본 논문에서는 Shell Mode 진동의 발생 원인, 진동 특성, 산업계에서 일반적으로 사용하는 평가방법, 시정조치 방법 등을 검토하여 배관 고주파 진동에 대해 효과적으로 대처할 수 있도록 하였다. 또한, 평가방법을 Cavitating Venturi 후단 배관에서 발생한 고주파 진동문제에 적용하여 진동으로 인한 피로응력을 평가하였다.

- Shell Mode 진동은 배관벽이 원주 방향 또는 축 방향으로 가진되어 배관이 음향적으로 공진하는 현상이다.
- Shell Mode 진동은 배관계에 고주파 진동(500Hz 이상의 진동)과 과도한 소음을 발생시키며, 배관에 부착된 Thermowell, 계기, 소구경 배관 등을 손상시킨다.
- Shell Mode 진동은 스트레인 게이지를 이용하여 배관에 작용하는 진동응력을 직접 측정하고, 배관의 피로한계를 적용하여 평가한다.
- Shell Mode 진동에 의한 공진을 피하기 위해서는 고주파 진동의 원인을 제거하거나 감쇠 방법에 의해 진동을 줄이는 것이 효과적이다.

## 참고문헌

- (1) Stephen M. Price, Donald R. Smith, "Sources and Remedies of High-Frequency Piping Vibration and Noise"
- (2) ASME OM3 S/G, 2003 Edition, Part 3, "Requirements for Preoperational and Initial start-Up Vibration Testing of Nuclear Power Plant Piping Systems"
- (3) Blevins, R. D., "Formulas for natural frequency and mode shape"
- (4) J.C. Wachel, S.J. Morton, "Piping Vibration Analysis", Proceedings of 19th Turbomachinery Symposium, 1990.
- (5) D. E. Olson, "Piping Vibration Monitoring and Analysis", Sargent & Lundy 교육자료
- (6) 유의식, "원전 배관건전성입증시험 기술기준 및 지침서", 한국전력기술 기술개발보고서, 1997